

## МЕТОД ОЦЕНКИ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### Введение

Индикаторные показатели рабочих процессов двигателя внутреннего сгорания (индикаторная работа газов за цикл  $L_i$ , [Дж/цикл]; индикаторная мощность  $N_i$  [кВт]; удельная индикаторная работа газов  $l_i$  [Дж/см<sup>3</sup>]; среднее индикаторное давление  $p_i$  [МПа]; удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  [кг/(кВт·ч)]; индикаторный КПД  $\eta_i$ ) зависят от особенностей организации рабочих процессов (тактности, способа смесеобразования, соотношения количества топлива и воздуха в надпоршневой полости, способа воспламенения топливовоздушной смеси), особенностей конструкции двигателя (отношения хода поршня к диаметру цилиндра, типа камеры сгорания, степени сжатия и т.п.), частоты вращения коленчатого вала.

Важнейшим из перечисленных индикаторных показателей является удельный индикаторный расход топлива (индикаторный КПД), характеризующий эффективность преобразования химической энергии топлива, поступающего в надпоршневую полость, в механическую работу газов, а соответственно и совершенство организации рабочих процессов двигателя.

$$g_i = \frac{B_q}{N_i} = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_H},$$

где  $B_q$  – часовой расход топлива, кг/ч;  $Q_H$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Каждому конкретному двигателю (двухтактному или четырехтактному, с искровым зажиганием топливовоздушной смеси или с воспламенением топлива от сжатия, с разделенными или неразделенными камерами сгорания и т.п.), каждому режиму работы (частоте вращения коленчатого вала, цикловой подаче и т.п.) присущи определенные значения удельного индикаторного расхода топлива, соответствующие определенному соотношению значений параметров рабочих процессов и уровню их доводки в конкретном двигателе на конкретном режиме работы. По уровню значений удельного индикаторного расхода топлива, возможно оценить и техническое состояние конкретного двигателя, его систем. Одна-

ко практически использовать индикаторные показатели двигателя для оценки уровня доводки его рабочих процессов или технического состояния достаточно сложно вследствие трудоемкости методов их определения и недостаточной точности.

### Методы определения индикаторных показателей двигателей

Наиболее точен, но и наиболее трудоемок, метод определения индикаторных показателей двигателя по индикаторным диаграммам, снятым с помощью электропневматического индикатора, и часовому расходу топлива. Погрешность определения индикаторной работы газов за цикл, среднего индикаторного давления, индикаторной мощности зависит от точности регистрации изменения давления в надпоршневой полости по углу поворота кривошипа, точности корректировки положения линии ВМТ на диаграмме и может достигать 2-3% [1,2]. Погрешность определения часового расхода топлива не превышает 1%, т.е. погрешность определения удельного индикаторного расхода топлива, индикаторного КПД будет составлять примерно 3%. Менее трудоемок, но и менее точен, метод определения индикаторной мощности, а соответственно и других индикаторных показателей многоцилиндровых двигателей при стендовых испытаниях путем последовательного отключения подачи топлива (в случае дизеля) или зажигания (в случае двигателя с искровым зажиганием) в одном из цилиндров и восстановления изменения нагрузки частоты вращения коленчатого вала  $n$  до исходного значения. Однако, вследствие отличия цикловых подач топлива или поступления топливовоздушной смеси по цилиндрам и параметров рабочих процессов в отдельных цилиндрах, нарушения теплового режима в неработающем цилиндре, газодинамических процессов в газоздушных трактах двигателя при отключении одного из цилиндров, погрешность определения индикаторной мощности двигателя достигает 5%. Погрешность косвенных методов определения индикаторной мощности двигателя по эффективной мощности и мощности механических потерь, определяемых прокруткой двига-

теля без подачи топлива или методом выбега, как правило превышает 5 %.

### Предлагаемый метод определения индикаторных показателей двигателей

Возможен и несколько иной подход к определению индикаторных показателей как одноцилиндровых, так и многоцилиндровых двигателей, исходя из особенностей изменения индикаторного коэффициента полезного действия и среднего давления механических потерь при работе двигателя по нагрузочным характеристикам на различных значениях частоты вращения коленчатого вала. Например, в дизелях К6V 30/45, 16ЧН27/24 (Д70), при неизменной частоте вращения коленчатого вала  $n$  и неизменном тепловом режиме, цикловых подачах топлива, соответствующих значениям коэффициента избытка воздуха  $\alpha > 2$ , до значений среднего эффективного давления  $p_e = 1,4...2,0$  МПа изменению  $p_e$  на  $0,1...0,2$  МПа соответствует изменение индикаторного КПД  $0,2...1$  % (рис.1) [3,4]. Среднее давление суммарных механических потерь  $p_m$ , а соответственно и мощность механических потерь вследствие противоположного характера изменения среднего давления потерь в механизмах двигателя  $p_{m\phi}$  и насосных потерь  $p_{н.п}$  в зависимости от нагрузки, изменяется при этом менее, чем на 1%. Так как среднее давление

суммарных механических потерь составляет только часть среднего индикаторного давления (отношение  $p_m/p_i$  в дизеле К6V 30/45 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 400$  об/мин примерно равно  $1/4$ , а в дизеле Д70 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 1000$  об/мин –  $2/5$ ), влияние изменения среднего давления суммарных механических потерь на изменение среднего индикаторного давления, а соответственно и на изменение индикаторной мощности, с увеличением нагрузки ( $p_e$ ) будет уменьшаться. Следовательно, изменение эффективной мощности  $\Delta N_e$  в интервале изменения среднего эффективного давления  $\Delta p_e = 0,1...0,2$  МПа отличается от изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  в основном только вследствие изменения индикаторного КПД (примерно на 1 %). Если учесть, что эффективная мощность и часовой расход топлива в начале интервала ( $N_{e1}, B_{q1}$ ) и в конце интервала ( $N_{e2}, B_{q2}$ ) могут быть определены при стендовых испытаниях двигателя с погрешностью 0,5 %, то для интервала изменения среднего эффективного давления  $\Delta p_e = 0,1...0,2$  МПа погрешность определения изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  по изменению эффективной мощности ( $\Delta N_e = \Delta N_{e2} - \Delta N_{e1}$ ) с учетом возможного изменения индикаторного КПД составляет не более 2%, удельного индикаторного расхода топлива ( $g_i = \Delta B_q / \Delta N_i$ ) – не более 3%.

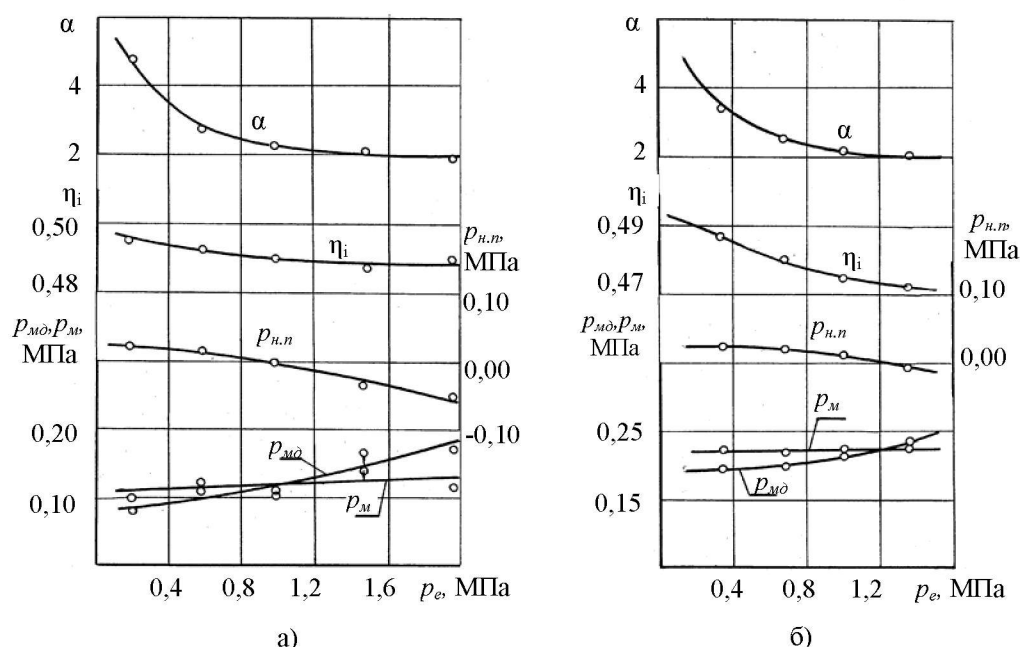


Рис.1. Влияние нагрузки на индикаторный КПД и механические потери в судовых и тепловозных дизелях

а – судовый дизель К6V30/45:  $z=6$ ,  $S/D = 450/300$ ;  $n = 400$  об/мин;

б – тепловозный дизель Д70:  $z=16$ ,  $S/D = 270/240$ ;  $n = 1000$  об/мин

В автотракторных дизелях без наддува с различными камерами сгорания при неизменных частоте вращения коленчатого вала и тепловом режиме, цикловых подачах топлива, соответствующих значениям коэффициента избытка воздуха  $\alpha > 1,5$ , и изменении нагрузки до значений  $p_e = 0,7$  МПа изменение индикаторного КПД при изменении среднего эффективного давления на 0,1 МПа составляет 2...4 %, среднего давления суммарных механических потерь – 1...3 % (рис.2). Отношение среднего давления суммарных механических потерь к среднему индикаторному давлению с увеличением нагрузки уменьшается, а с увеличением частоты вращения коленчатого вала несколько возрастает. В дизелях с  $S/D = 140/120$  при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 1700$  об/мин отношение  $p_m/p_i$  составляет 2/5, в вихрекамерном дизеле с  $S/D = 80/76$  при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 2000$  об/мин  $p_m/p_i = 2/5$ . С увеличением в вихрекамерном дизеле с  $S/D = 80/76$  при  $p_e = 0,3$  МПа частоты вращения коленчатого вала до 4000 об/мин отношение  $p_m/p_e$  возрастает до 1/2. Следовательно, изменение суммарных механических потерь на 1...3 % при изменении  $p_e$  на 0,1 МПа повлияет на изменение среднего индикаторного давления (индикаторной мощности) в пределах 0,5...1%. Так как при стендовых испытаниях автотракторных

дизелей допустимая погрешность определения эффективной мощности и часового расхода топлива возрастает на частичных режимах до 1 %, то для интервала изменения  $p_e = 0,3...0,4$  МПа погрешность определения изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  по изменению эффективной мощности  $\Delta N_e$  с учетом возможного изменения индикаторного КПД и среднего давления механических потерь составит примерно 2,5...3 %, удельного индикаторного расхода топлива – 3...5%, а для интервала изменения  $p_e = 0,5...0,6$  МПа данные погрешности уменьшаются примерно на 40...50%.

В автомобильных двигателях с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием при неизменной частоте вращения коленчатого вала и тепловом режиме, значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,05...1,15$  в интервале значений  $p_e = 0,2...0,6$  МПа изменению среднего эффективного давления на 0,1 МПа соответствует изменение индикаторного КПД на 1...3 % (рис.3). Соотношение между средним давлением суммарных механических потерь и средним индикаторным давлением и в двигателях с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием сохраняется примерно на том же уровне, что и в автотракторных дизелях.

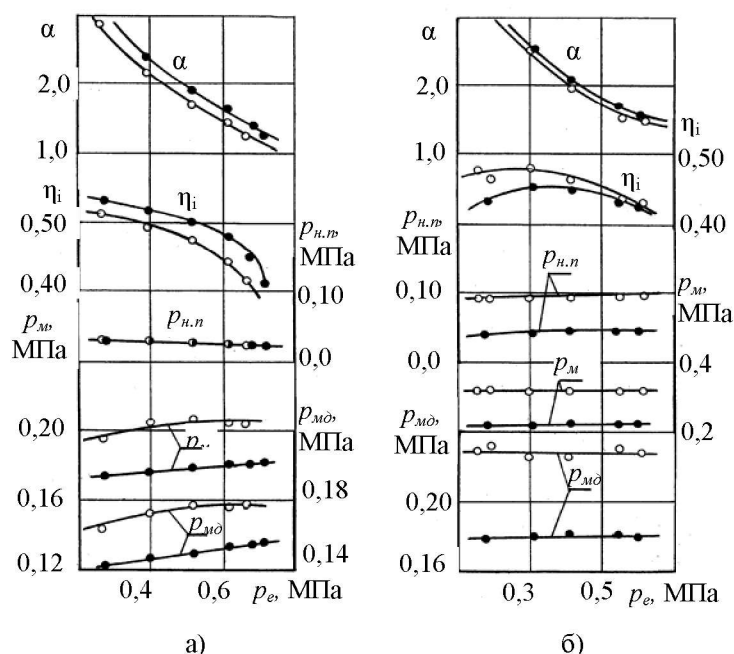


Рис.2. Влияние нагрузки на индикаторный КПД и механические потери в автотракторных дизелях

$\alpha$  —  $\circ$  — вихрекамерный дизель:  $z = 4$ ,  $S/D = 140/120$ ;  $n = 1700$  об/мин;  
 —  $\bullet$  — дизель с камерой сгорания в поршне:  $z = 4$ ;  $S/D = 140/120$ ;  $n = 1700$  об/мин;  
 б — вихрекамерный дизель:  $z = 4$ ,  $S/D = 80/76$ ;  $\circ$  —  $n = 4000$  об/мин;  $\bullet$  —  $n = 2000$  об/мин

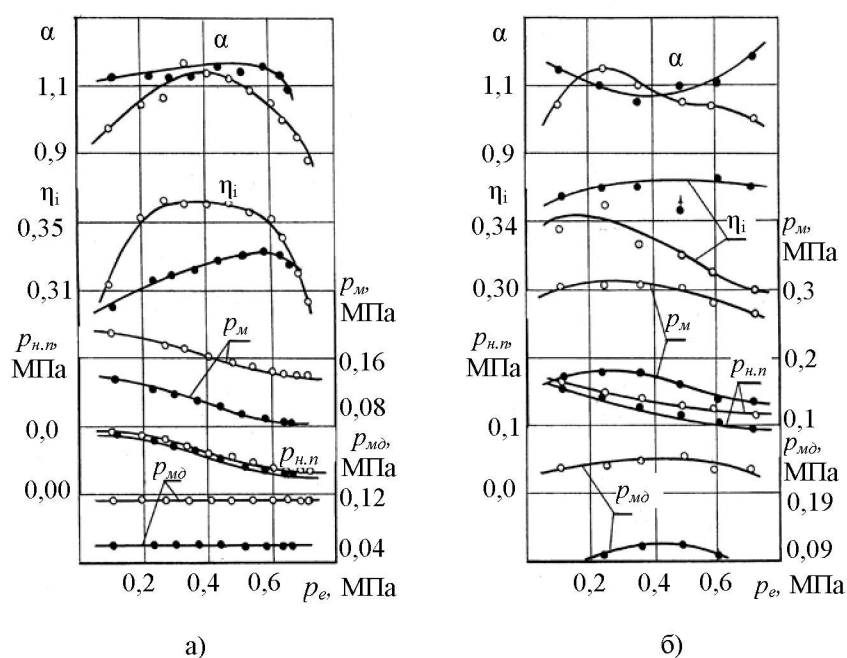


Рис.3. Влияние нагрузки на индикаторный КПД и механические потери в автомобильных двигателях с искровым зажиганием

а – карбюраторный верхнеклапанный двигатель с полуразделенной камерой сгорания в головке цилиндров ГАЗ-552:  $z = 6$ ,  $S/D = 110/82$ ; —○—  $n = 2500$  об/мин, —●—  $n = 1500$  об/мин,  
б – карбюраторный двигатель с клиновой камерой сгорания в головке цилиндров ВАЗ-2103:  $z = 4$ ,  $S/D = 80/76$ ; —○—  $n = 5000$  об/мин, —●—  $n = 2000$  об/мин

Например, в двигателе ГАЗ-552 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 2500$  об/мин отношение  $p_M/p_i \approx 1/3$ , при  $n = 1500$  об/мин –  $1/4$ , в двигателе ВАЗ-2103 при  $p_e = 0,3$  МПа и  $n = 5000$  об/мин  $p_M/p_i \approx 1/2$ , при  $n = 2000$  об/мин –  $1/3$ , т.е. изменение суммарных механических потерь на 0,5...1 % при изменении  $p_e$  на 0,1 МПа повлияет в этих двигателях на изменение среднего индикаторного давления (индикаторной мощности) не более чем на 0,5 %. Таким образом, если принять для двигателей с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием погрешность определения эффективной мощности и часового расхода топлива в интервале изменения  $p_e = 0,2...0,6$  МПа в пределах 1 %, то в этом интервале изменения нагрузки погрешность определения изменения индикаторной мощности  $\Delta N_i$  по изменению эффективной мощности  $\Delta N_e$  с учетом возможного изменения индикаторного КПД и среднего давления механических потерь составит 1,5...3,5 %, удельного индикаторного расхода топлива – 2...5 %.

**Примеры использования предлагаемого метода**

Примеры использования предлагаемого метода

оценки индикаторных показателей двигателя по эффективной мощности и часовому расходу топлива показан на рис. 4 и 5 применительно к автомобильному дизелю ЯМЗ-238 и двигателю с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием топливовоздушной смеси УМЗ-412Э. При работе дизеля ЯМЗ-238 по нагрузочной характеристике до значений  $p_e \approx 0,4$  МПа и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha > 2$ , часовой расход топлива изменяется практически линейно в зависимости от нагрузки. В двигателе с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием топливовоздушной смеси УМЗ-412Э часовой расход также изменяется практически линейно в интервале изменения среднего эффективного давления 0,15-0,6 МПа. На линейном участке изменения часового расхода топлива определяем в начале и в конце участка, соответствующего изменению  $p_e$  в пределах 0,1 МПа, значения эффективной мощности ( $N_{e1}$ ,  $N_{e2}$ ) и часового расхода топлива ( $B_{q1}$ ,  $B_{q2}$ ). По значениям изменения на принятом участке эффективной мощности ( $\Delta N_e = N_{e2} - N_{e1}$ ) и часового расхода топлива ( $\Delta B_q = B_{q2} - B_{q1}$ ) определяем удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{\Delta B_{q_i}}{\Delta N_i},$$

а затем:

- индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H};$$

- индикаторную мощность двигателя в начале и в конце участка

$$N_{i1} = \frac{1}{3600} B_{q1} \cdot Q_H \cdot \eta_i; \quad N_{i2} = \frac{1}{3600} B_{q2} \cdot Q_H \cdot \eta_i;$$

- механический КПД в начале и в конце участка:

$$\eta_{m1} = \frac{N_{e1}}{N_{i1}} \quad \text{или} \quad \eta_{m2} = \frac{N_{e2}}{N_{i2}}$$

- среднее давление суммарных механических потерь

$$p_m = \frac{p_{e1}}{\eta_{m1}} - p_{e1} \cong \frac{p_{e2}}{\eta_{m2}} - p_{e2},$$

где  $p_{e1} = \frac{N_{e1}}{k \cdot V_h}$ ,  $p_{e2} = \frac{N_{e2}}{k \cdot V_h}$  – среднее эффективное

давление в начале и в конце участка;

$V_h$  – рабочий объем в м<sup>3</sup>;  $k = \frac{n}{\tau} \frac{1}{60} z$  – количество

циклов в цилиндрах двигателя за 1 с;

$\tau$  – коэффициент тактности ( $\tau = 1$  – для двухтактных двигателей;  $\tau = 2$  – для четырехтактных двигателей);

$z$  – число цилиндров.

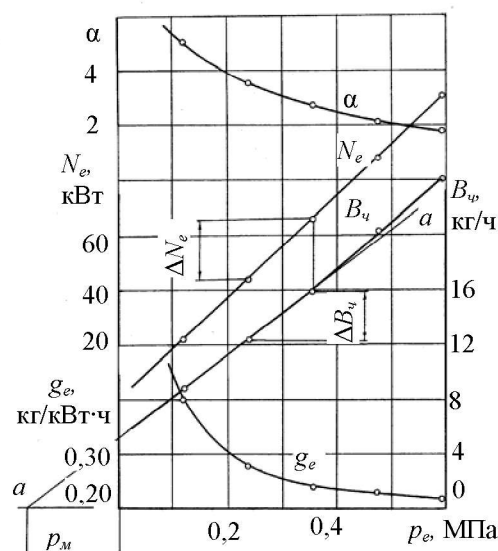


Рис. 4. Нагрузочная характеристика дизеля ЯМЗ-238 при  $n = 1500$  об/мин ( $z=8$ ,  $S/D = 140/130$ )

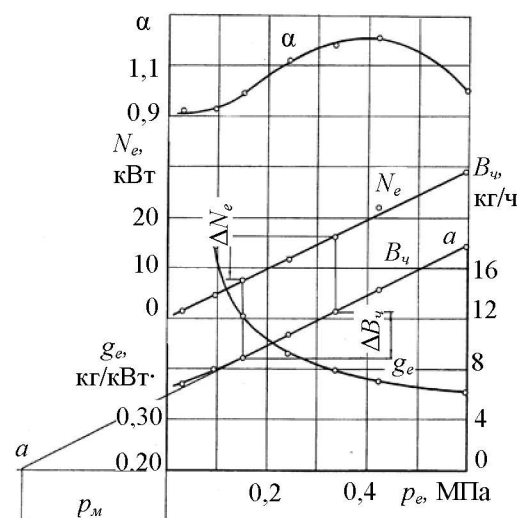


Рис. 5. Нагрузочная характеристика автомобильного двигателя УМЗ-412Э с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием при  $n = 4000$  об/мин ( $z=4$ ,  $S/D = 80/72$ )

По нагрузочным характеристикам возможно и непосредственно оценить уровень механических потерь для зоны средних нагрузок, и в двигателях с искровым зажиганием, уточнив известный метод оценки механических потерь в дизелях (рис. 4). Продолжив на нагрузочных характеристиках участок кривой часового расхода топлива, соответствующий практически линейной зависимости часового расхода топлива от среднего эффективного давления, до пересечения с продолжением оси абсцисс (линия а-а на рис. 4 и 5), определяем длину отрезка между началом осей координат и точкой пересечения линии а-а с продолжением оси абсцисс. Длина этого отрезка в масштабе, принятом для среднего эффективного давления по оси абсцисс, примерно соответствует значениям среднего давления механических потерь для определенной частоты вращения коленчатого вала. Погрешность определения среднего давления механических потерь данным методом может превышать 10%. В рассматриваемых примерах отличие в значениях среднего давления механических потерь, определенных этими двумя методами, составляет примерно 0,02 МПа.

#### Заключение

Располагая нагрузочными характеристиками в поле режимов работы двигателя возможно оценить по изменению эффективной мощности и часового расхода топлива, с приемлемой для практических целей погрешностью, удельный индикаторный рас-

ход топлива и другие индикаторные показатели двигателя в зоне режимов работы двигателя, соответствующих максимальным значениям индикаторного КПД при достигнутом уровне доводки рабочих процессов. Предлагаемый метод оценки индикаторных показателей может быть использован и в эксплуатации при стендовых испытаниях двигателя или автомобиля – для оценки технического состояния двигателя.

УДК 621.436.1

*А.В. Грицюк, канд. техн. наук, И.В. Парсаданов, д-р техн. наук*

## ВЫБОР ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДЛЯ ВЫСОКООБОРОТНОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ

### Введение

Основным направлением развития высокооборотных малолитражных дизелей (ВМД) является повышение их литровой мощности и топливной экономичности при одновременном уменьшении токсичности и дымности отработавших газов. Продолжающаяся тенденция роста потребности в этих дизелях для автомобилей, тракторов, мототранспорта, различных сельскохозяйственных машин и электроагрегатов способствует постоянному решению задач совершенствования процессов смесеобразования и сгорания. Научный и технический интерес отечественных исследователей представляет решаемая КП ХКБД совместно с НТУ "ХПИ" и ХНАДУ задача удержания конкурентоспособного уровня ВМД многоцелевого назначения серии ДТА. Поэтому для постоянного улучшения их эксплуатационных показателей необходимо находить новые решения по совершенствованию рабочего процесса. После уже решённых для этих дизелей проблем создания эффективных систем воздухооборота [1] и топливоподачи [2] улучшить процесс смесеобразования и сгорания можно за счёт выбора рациональной формы камеры сгорания (КС).

### Анализ публикаций

При отработке рабочего процесса вновь разрабатываемых дизелей главная цель сводится к определению оптимального компромисса между выбросами  $\text{NO}_x$  и топливной экономичностью при минимальном количестве выбросов продуктов неполного сгорания топлива – твёрдых частиц,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$ . Исходя из рекомендации передовых зарубежных фирм [3, 4]

### Список литературы:

1. Сороко-Новицкий В.И. Испытания автотракторных двигателей / Сороко-Новицкий В.И. – М.: Машигиз., 1955. – 532 с. – (изд. 4-е).
2. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Райков И.Я. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
3. Ваниейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ваниейдт В.А. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 455 с.
4. Разлейцев Н.Ф. Механические потери двигателя с высоким наддувом / Н.Ф. Разлейцев // Двигатели внутреннего сгорания. – 1966. – Вып. 3. – С. 9-12.

необходимыми мерами для этого являются следующие конструктивные решения:

- четырёхклапанная головка цилиндров с центральным расположением форсунок;
- центральное положение камеры сгорания в поршне и соответственно симметричное расположение струй впрыскиваемого топлива.

Вместе с тем, по данным источника [5] даже для вновь разрабатываемых передовыми зарубежными фирмами ВМД, только начиная с 2005 года количество четырёхклапанных конструкций механизмов газораспределения начало превышать двухклапанные. Использование таких новых решений в серийно выпускаемых отечественных дизелях в настоящее время полностью исключено, так как требует не только серьезного изменения конструкции, а и нового технологического оборудования. Поэтому интересным остаётся эволюционный путь развития двухклапанных конструкций отечественных дизелей и выработка соответствующих рекомендаций по их дальнейшему совершенствованию.

**Цель и постановка задачи.** Целью данного исследования является выбор формы и расположения камеры сгорания в поршне ВМД с непосредственным впрыскиванием топлива и двухклапанной головкой цилиндров. Для достижения поставленной цели разработаны опытные варианты камер сгорания, проведены экспериментальные исследования с оценкой эффективных и индикаторных показателей, токсичности и дымности отработавших газов.

### Объект и методика исследования

Экспериментальные исследования проведены